

VŠB – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA ROBOTIKY

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra robotiky

Šnekový dopravník

Screw Conveyor

Student: Jiří Hladný

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Jiří Hladný**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2301R013 Robotika
Téma: Šnekový dopravník
Screw Conveyor
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

- 1) Analyzujte možnosti použití šnekových dopravníků pro různé druhy sypkých materiálů. Specifikujte typ a vlastnosti dopravovaného materiálu.
- 2) Navrhněte jednoduchou dispozici s použitím šnekového dopravníku. Definujte požadavkový list.
- 3) Na základě specifikovaných požadavků, navrhněte konstrukční řešení šnekového dopravníku.
- 4) Konstrukční řešení podrobně zpracujte, doložte technickou zprávou, potřebnými výpočty a úplnou výkresovou dokumentací.
- 5) V závěru zhodnoťte navrženou konstrukci a vypočítejte náklady na výrobu šnekového dopravníku.

Práci též doložte v elektronické podobě, ve formátu editoru MS WORD a konstrukční řešení v CAD systému (podle pokynů vedoucího).

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce. [online]. [cit. 2012-11-07]. Dostupné z www: <<http://robot.vsb.cz/pozadavky-na-prace>>
- [2] ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
- [3] ISO 690. *Bibliografické citace: Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [4] Moodle, kurz: Technická dokumentace ZS 2012. [online]. [cit. 2013-10-13]. Dostupné z www: <<http://lms.vsb.cz/course/view.php?id=5803>>
- [5] SEDLÁČEK, M. Šnekový dopravník. Brno, 2015. Bakalářská práce. VUT Brno.
- [6] HAVLÍK, J. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. [online]. [cit. 2016-10-13]. Dostupné z www: <<http://robot.vsb.cz/file.php/vypocty-a-konstrukce-strojnich-dilu.pdf>>
- [7] E-Konstrukter; *Portál pro strojní konstruktéry*. [online]. [cit. 2016-10-13]. Dostupné z www: <<http://e-konstrukter.cz/>>

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D.**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



prof. Dr. Ing. Petr Novák
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 14. 5. 2014

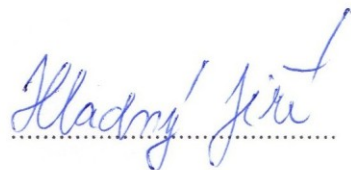
Kladný Petr

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 14.5.2014



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jiří Hladný

Adresa trvalého pobytu autora práce: Hřbitovní 391, Brušperk 739 44

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HLADNÝ, J. *Šnekový dopravník*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra robotiky, 2017, 59 s.

Vedoucí práce: doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D

Obsahem této bakalářské práce je konstrukce vodorovného šnekového dopravníku pro přepravu černého uhlí na dopravní vzdálenost 5 m. V práci je proveden funkční výpočet dopravníku, určení hlavních rozměrů a také návrh pohonu. Dále je k práci přiložena veškerá výkresová dokumentace se zobrazenými částmi a prvky šnekového dopravníku.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HLANÝ, J. *Screw Conveyor*: Bachelor Thesis. Ostrava : VŠB –Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Control Systems and Instrumentation, 2017, 59 p.

Thesis head: : doc. Ing. Zdeněk Konečný, Ph.D

The content of this bachelor thesis is the construction of horizontal screw conveyor for the transport of the black coal. Transport distance is 5 metres. There is a functional calculation of the screw conveyor, determination of the main dimensions and design of drive also. All drawing documentation is in the annexes. There is describe main parts of conveyor.

Obsah

Seznam obrázků	10
Seznam tabulek	12
Seznam použitých značek a symbolů	13
1 Úvod.....	16
2 Rešerše	17
2.1 Schéma šnekového dopravníku.....	18
2.2 Rozdělení šnekových dopravníků	18
2.2.2 Podle smyslu otáčení šneku.....	19
2.2.3 Podle použité konstrukce žlabu	19
2.3 Základní části šnekových dopravníků	19
2.3.1 Šnek.....	19
2.3.2 Žlab.....	20
2.3.3 Šnekovnice	20
2.3.4 Pohon.....	21
3 Požadavkový list	22
4 Výpočet základních rozměrů	23
4.1 Objemový dopravní výkon	23
4.2 Výpočet průměru šnekovnice.....	23
4.3 Výpočet stoupání závitu šnekovnice.....	24
4.4 Výpočet počtu závitů šnekovnice	24
4.5 Střední dopravní rychlost.....	24
4.6 Účinný poloměr šnekovnice.....	24
4.7 Výpočet rozměrů rozvinutého tvaru závitu šnekovnice.....	25
5 Pohon	26
5.1 Výpočet potřebného výkonu	26
5.2 Výpočet kroutícího momentu	27
5.3 Výběr vhodného pohonu.....	27
6 Spojka	28
7 Výpočet zatížení žlabu.....	30
7.1 Objem materiálu ve žlabu	30
7.2 Hmotnost materiálu ve žlabu	30
7.3 Síla působící na žlab	30

8	Silový rozbor.....	31
8.1	Axiální síla	31
8.1.1	Úhel stoupání šnekovnice.....	31
8.1.2	Třecí úhel.....	31
8.2	Radiální síla	32
8.2.1	Výpočet radiální síly	32
8.2.2	Výpočet radiální síly na jedno ložisko	32
9	Volba ložisek	33
9.1	Axiální ložisko	33
9.1.1	Trvanlivost axiálního ložiska	33
9.2	Radiální ložisko	35
9.2.1	Trvanlivost radiálního ložiska	36
9.3	Pojištění proti posunutí	38
9.4	Těsnění pracovního prostoru ložisek	38
10	Maximální průhyb a napětí ve šneku	39
10.1	Výpočet napětí ve trubce šneku	39
11	Výpočet průměru vstupního čepu šneku.....	42
12	Návrh a kontrola těsného pera	43
12.1	Rozměry pera	44
12.2	Kontrola pera na otlacení	44
12.3	Kontrola pera na stříh.....	45
12.4	Rozměry vstupního a výstupního čepu šneku.....	46
13	Návrh a kontrola svarového spoje	47
13.1	Kontrola koutového obvodového svaru ve smyku.....	48
14	Technický popis jednotlivých částí navrženého dopravníku	49
14.1	Žlab	49
14.2	Čelní příruba	49
14.3	Čelo dopravníku.....	49
14.4	Podpěra žlabu.....	50
14.5	Víko žlabu	50
14.6	Násypka a výsypka	50
14.7	Podstavec pod pohon	50
14.8	Upevnění dopravníku.....	51
15	Bezpečnost provozu	52

16 Výpočet nákladů na výrobu	53
17 Závěr	55
Seznam použité literatury	57
Přílohy.....	59

Seznam obrázků

Obr. 1	Schéma šnekového dopravníku.....	18
Obr. 2	Druhy šnekových dopravníků	18
Obr. 3	Smysl otáčení šneku.....	19
Obr. 4	Konstrukce žlabů	19
Obr. 5	Žlab šnekového dopravníku	20
Obr. 6	Jeden závit šnekovnice.....	20
Obr. 7	Spirálová šnekovnice	20
Obr. 8	Příklad převodových elektromotorů	21
Obr. 9	Rozvinutý tvar šnekovnice.....	25
Obr. 10	Popis spojky	28
Obr. 11	Součinitel plnění žlabu.....	30
Obr. 12	Úhel stoupání šnekovnice	31
Obr. 13	Základní a připojovací rozměry soudečkového ložiska	33
Obr. 14	Uložení soudečkového ložiska.....	36
Obr. 15	Základní a připojovací rozměry kuličkového ložiska	37
Obr. 16	Uložení kuličkového ložiska	37
Obr. 17	Ukázka KM matice a MB podložky	38
Obr. 18	Ukázka těsnícího kroužku.....	38
Obr. 19	Průřez trubky.....	39
Obr. 20	Nevyhovující průhyb šneku	41
Obr. 21	Vyhovující průhyb šneku	41
Obr. 22	Těsné pero na výstupu z pohonu.....	43
Obr. 23	Drážka na pero ve vstupním čepu šneku.....	43
Obr. 24	Pohled na propojení pohonu se šnekem.....	43
Obr. 25	Rozměry pera	44
Obr. 26	Rozměry vstupního čepu šneku	46
Obr. 27	Rozměry výstupního čepu šneku	46
Obr. 28	Svarový spoj	47
Obr. 29	3D model žlabu a čelní příruby.....	49
Obr. 30	3D model čela	49

Obr. 31	3D model podpěry žlabu	50
Obr. 32	Celkový pohled na pohon připevněný k podstavci	51
Obr. 33	Ukázka průvlakové kotvy	51

Seznam tabulek

Tab. 1	Základní vlastnosti materiálu.....	25
Tab. 2	Hodnoty součinitelů odporu.....	26
Tab. 3	Rozměry elektropřevodovky.....	27
Tab. 4	Základní rozměry spojky	29
Tab. 5	Technické parametry spojky	29
Tab. 6	Náklady na výrobu.....	53

Seznam použitých značek a symbolů

C	Základní dynamická únosnost ložiska	[N]
C_0	Základní statická únosnost ložiska	[N]
D	Vnější průměr šnekovnice	[m]
D_t	Vnější průměr trubky	[m]
$D_{\dot{z}}$	Vnitřní průměr žlabu	[m]
F_a	Axiální síla	[N]
F_s	Střižná síla	[N]
$F_{\dot{z}}$	Síla působící na žlab	[N]
H	Výška závitu šroubovice	[m]
L	Délka šnekovnice	[m]
L_1	Délka vnější šroubovice	[m]
L_{10h}	Trvanlivost ložiska	[h]
L_2	Délka vnitřní šroubovice	[m]
$L_{\dot{z}}$	Délka žlabu	[m]
M_k	Krouticí moment	[N·m]
P	Celkový výkon	[N·m]
P_D	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
P_{min}	Minimální výkon motoru	[W]
Q	Dopravní výkon	[kg·h ⁻¹]
Q_v	Objemový dopravní výkon	[m ³ ·h ⁻¹]
R_1	Vnější poloměr mezikružích rozvinutého závitu	[m]
R_e	Mez kluzu materiálu	[Pa]
R_s	Účinný poloměr šnekovnice	[m]
$V_{\dot{z}}$	Objem materiálu žlabu	[m ³]
W_{ksv}	Průřezový modul svaru	[m ³]

W_k	Průřezový modul v krutu	$[m^3]$
X_2	Koeficient radiálního zatížení	$[-]$
Y_2	Koeficient axiálního zatížení	$[-]$
a	Výška vepsaného trojúhelníku svaru	$[m]$
b	Šířka pera	$[m]$
c_H	Součinitel snižující dopravované množství	$[-]$
d	Průměr vstupního čepu	$[m]$
d_{min}	Navýšený průměr vstupního čepu	$[m]$
d_t	Vnitřní průměr trubky	$[m]$
e	Výpočtový součinitel hodnot X_2 a Y_2	$[-]$
f_m	Součinitel tření	$[-]$
g	Gravitační zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h	Celková výška pera	$[m]$
h_d	Dopravní výška	$[m]$
i	Počet ložisek uložení šneku	$[-]$
i_p	Převodový poměr	$[-]$
k_s	Bezpečnost	$[-]$
l	Délka pera	$[m]$
l_v	Vodorovná dopravní vzdálenost	$[m]$
m	Hmotnost pohonu	$[kg]$
m_c	Celková hmotnost šneku	$[kg]$
$m_{\check{c}1}$	Hmotnost vstupního čepu	$[kg]$
$m_{\check{c}2}$	Hmotnost výstupního čepu	$[kg]$
m_{\S}	Hmotnost všech závitů šnekovnice	$[kg]$
$m_{\S 1}$	Hmotnost jednoho závitu šnekovnice	$[kg]$
m_t	Hmotnost trubky	$[kg]$
$m_{\check{z}}$	Hmotnost materiálu ve žlabu	$[kg]$

n	Otáčky šneku	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
n_p	Otáčky pohonu	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
p	Exponent rovnice trvanlivosti	$[-]$
p_d	Dovolený tlak pro ocel	$[\text{Pa}]$
r	Vnitřní poloměr závitu šnekovnice	$[\text{m}]$
s	Stoupání šnekovnice	$[\text{m}]$
t	Výška drážky v hřídeli	$[\text{m}]$
t_1	Výška drážky v náboji	$[\text{m}]$
v	Střední dopravní rychlost	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
w	Celkový součinitel odporu	$[-]$
α	Úhel stoupání šnekovnice	$[\text{°}]$
α_1	Úhel rozvinutého tvaru závitu šnekovnice	$[\text{°}]$
π	Ludolfovo číslo	$[-]$
ρ	Objemová hmotnost materiálu	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
ρ_o	Objemová hmotnost oceli	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
σ_{Dt}	Dovolené napětí v tahu	$[\text{Pa}]$
σ_o	Maximální napětí v ohybu	$[\text{Pa}]$
σ_{red}	Redukované napětí	$[\text{Pa}]$
τ_{Dk}	Dovolené napětí v krutu	$[\text{Pa}]$
τ_{DSV}	Dovolené napětí ve svaru	$[\text{Pa}]$
τ_k	Maximální napětí v krutu	$[\text{Pa}]$
τ_{sv}	Napětí ve svaru	$[\text{Pa}]$
τ_s	Napětí ve smyku	$[\text{Pa}]$
τ_{Ds}	Dovolené napětí ve smyku	$[\text{Pa}]$
φ	Třecí úhel	$[\text{°}]$
ψ	Součinitel plnění	$[-]$

1 Úvod

V této bakalářské práci se zabývám konstrukčním návrhem šnekového dopravníku. Jelikož v zadání této práce není specifikován druh dopravovaného materiálu, rozhodnul jsem následně zvolit jako materiál černé uhlí. Dopravník bude vodorovný, tlačný s dopravovanou délkou 5 metrů a s dopravovaným množstvím 40 t/hod.

První část práce je věnována všeobecnému přehledu dopravníků. V tomto přehledu můžeme najít rozdělení šnekových dopravníků, výrobu základních částí a oblasti použití, ve kterých se tyto stroje využívají.

V dalším kroku je stanovený požadavkový list, kde jsou specifikované bližší informace o navrhovaném dopravníku.

Poté následují veškeré konstrukční výpočty, aby se docílilo správného návrhu všech částí dopravníku. Je zde také návrh pohonu a spojky. Pomocí výpočtu pro axiální a radiální síly jsou zde navrženy vhodná ložiska pro uložení šneku. V dalším kroku jsou provedeny kontrolní výpočty důležitých součástí, zda budou vhodné vůči vznikajícímu napětí a deformacím. Dále je proveden výpočet životnosti ložisek.

V závěru je celkové zhodnocení navržené konstrukce a také výpočet nákladů na výrobu dopravníku.

Na zpracování 3D modelů a výkresové dokumentace je zde použit CAD software PTC Creo Parametric 3.0.

2 Rešerše

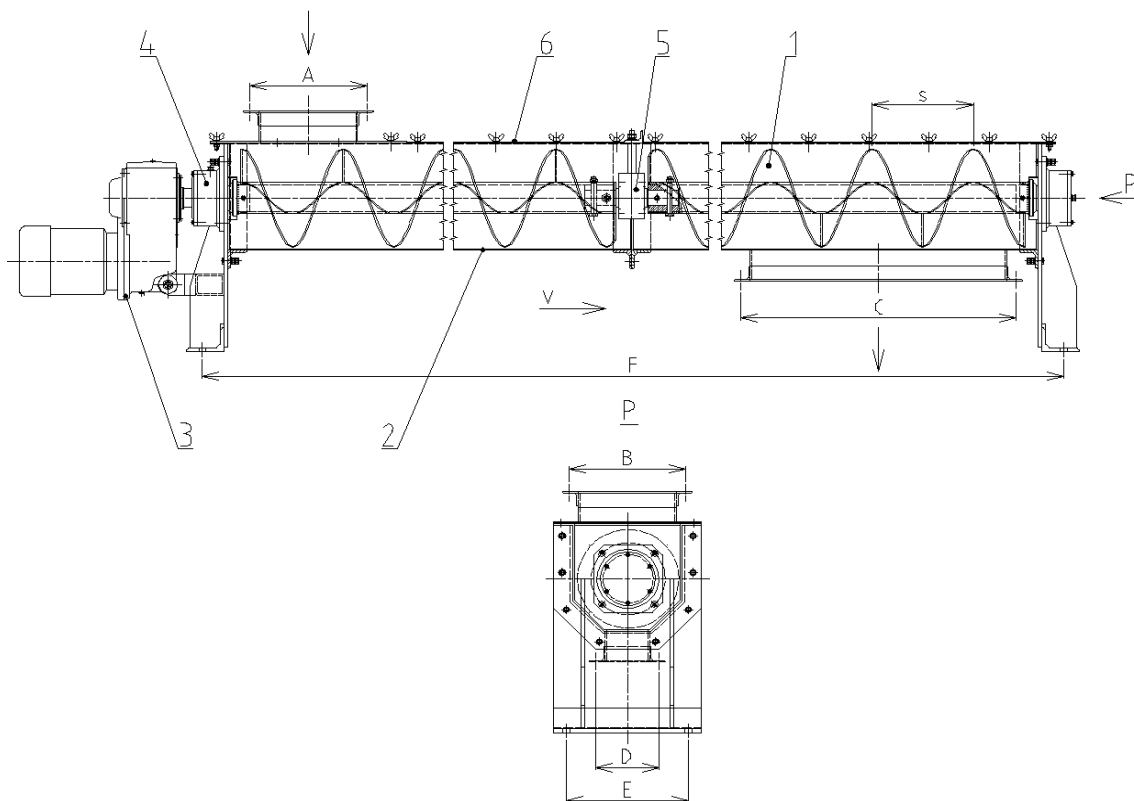
Šnekové dopravníky jsou motorem průmyslu a výroby. Řadíme je mezi nejstarší dopravní zařízení. Přeprava sypkých, zrnitých a tekutých materiálů je nepředstavitelná bez průmyslových šnekových přepravních systémů. Skládají se ze žlabu jako hlavního nosného prvku, šneku a pohonu. Oblast použití je mimořádně široká. Používají se v energetice, stavebnictví, dřevozpracujícím, potravinářském, zemědělském a chemickém průmyslu. Výroba kvalitního šnekového dopravníku začíná výběrem vhodného konstrukčního materiálu, protože šnekové systémy jsou všeobecně vystaveny velkému zatížení. Po výběru materiálu začíná výrobní proces, při kterém se z kovového pásu vyrobí šnekovnice. Výroba, podporovaná počítačem řízenou technologií, umožňuje vyrábět velmi přesné výrobky [1].

Šnekové dopravníky jsou velmi jednoduché. Síla potřebná k transportu dopravovaného materiálu je vyvolána otáčejícím se šnekem. Podmínkou pohybu je, aby tření materiálu o stěny žlabu bylo větší než tření materiálu o povrch šneku. Dopravovaný materiál se dopravuje v dopravním žlabu, který je možné kromě běžného provedení vyrobit také jako prachotěsný, vzduchotěsný i vodotěsný. Vše podle požadavků na dopravovanou látku. To umožňuje dopravovat prašné, jedovaté i výbušné materiály. Kryt žlabu chrání před úrazem. Na povrchu žlabu nejsou žádné pohyblivé součásti [2].

Šnekové dopravníky se nehodí na dopravu lepivých, hrubozrných a silně abrazivních materiálů. Výhodou je jejich robustnost, nízká poruchovost i při nepřetržitém provozu, kompaktnost, uzavřenost a v neposlední řadě jednoduchost. Nevýhodou je značné opotřebení pracovních částí, velká spotřeba elektrické energie pro pohon a možnost drcení dopravovaného materiálu [2].

Jsou vhodné pro malá a střední dopravovaná množství na kratší vzdálenosti (často jako podavač do 5 m) pro vodorovné a úklonné tratě do 20° [3].

2.1 Schéma šnekového dopravníku



Obr. 1 - Schéma šnekového dopravníku

1 - šnek, 2 - žlab, 3 - pohon, 4 - příruba na ložisko/ložiskový domek, 5 - domek na vodící ložisko, 6 - víko žlabu, s - stoupání šneku, A, B - rozměry násypky, C, D - rozměry výsypky

2.2 Rozdělení šnekových dopravníků

2.2.1 Podle směru dopravy

- a) Vodorovný
- b) Šikmý
- c) Svislý



a) Vodorovný [4]



b) Šikmý [5]



c) Svislý [5]

Obr. 2 - Druhy dopravníků

2.2.2 Podle smyslu otáčení šneku

- a) Levotočivé
- b) Pravotočivé



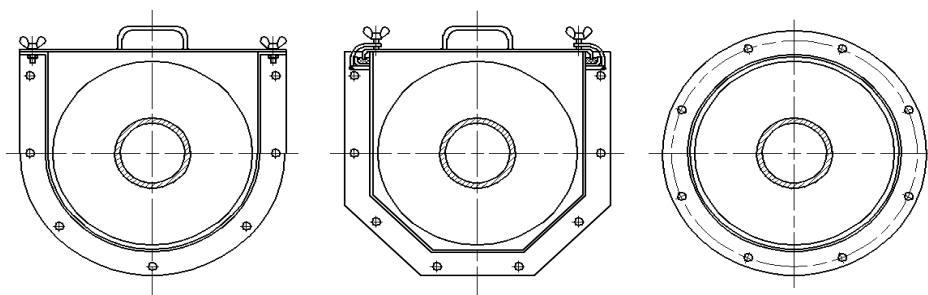
a) Levotočivé

b) Pravotočivé

Obr. 3- Smysl otáčení šneku [6]

2.2.3 Podle použité konstrukce žlabu

- a) Korytové
- b) Trubkové



a) Korytové

b) Trubkové

Obr. 4 - Konstrukce žlabů

2.3 Základní části šnekových dopravníků

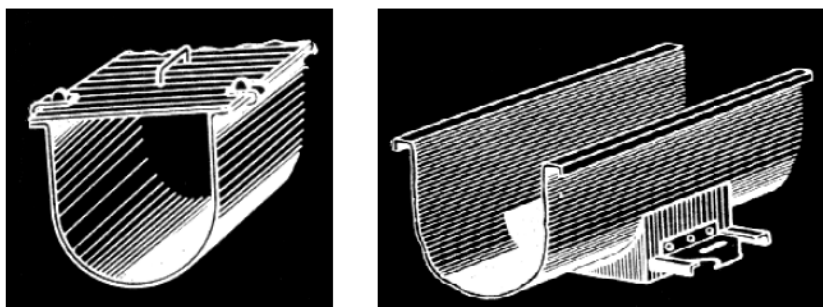
2.3.1 Šnek

Šnek se skládá z hřídele a šnekovnice (obr. 3). Na obou stranách hřídele jsou přivařeny čepy, které slouží k usazení do ložisek. Hřídel se volí zpravidla ve formě duté trubky, aby se zredukovala hmotnost a šnek se neprohýbal pod svou vlastní vahou. Velké hodnoty maximálního průhybu jsou nepřijatelné. Co se týče menších hodnot maximálního průhybu,

musíme stále brát v potaz mezeru mezi šnekovnicí a žlabem, aby nedocházelo k deformaci těchto dvou dílů. Můžeme brát také v úvahu, že se šnek nepatrně podepře o dopravovaný materiál a zmírní lehce průhyb. Šnek je nejvýznamnější částí dopravníku. Do značné míry určuje vlastnosti dopravníku, proto je třeba jeho návrhu klást značnou pozornost.

2.3.2 Žlab

Žlab tvoří nosnou část dopravníku. Mívá tvar písmene U nebo je kruhového průřezu. Mezera mezi šnekovnicí a žlabem bývá 5 až 10 mm, ale může se vyskytnout i větší u šnekovnic velkých průměrů. Tato mezera je dána výrobními tolerancemi a druhem dopravovaného materiálu. Žlab bývá vyroben z ocelového plechu o tloušťce 2 až 10 mm. V horní části je žlab ohnutý do pravého úhlu pro zvětšení tuhosti a také pro připevnění horního víka [3].



Obr. 5 - Žlab šnekového dopravníku

2.3.3 Šnekovnice

Vyrábí se převážně z plechu tloušťky 5 až 10 mm tažením z mezikruhových výstřižků. Na hřídel se přivařuje postupně po jednom závitě přerušovaným svařem. Existuje mnoho druhů šnekovnic. Uvedme zde například šnekovnici plnou, která se řadí mezi univerzální a nejčastěji používanou, dále šnekovnici obvodovou či lopatkovou, které se používají především na promíchávání materiálu. Uplatňují se také spirálové (bezosé) šnekovnice, které nemají středový hřídel v celé své délce.



Obr. 6 - Jeden závit šnekovnice [7]



Obr. 7 - Spirálová šnekovnice [7]

2.3.4 Pohon

Pohon nejčastěji tvoří trojfázový asynchronní elektromotor, u kterého je třeba otáčky zredukovat pomocí převodovky. Často se používá převodový elektromotor (elektropřevodovka), kde motor a převodovka tvoří integrovaný celek. Ukládá se na konzolu spojenou s čelem žlabu. Motory větších rozměrů se pokládají na samostatný základ. Krouticí moment se z výstupního hřídele motoru na vstupní čep šneku přenáší spojkou, kterou je třeba vhodně zvolit. V případě šnekových dopravníků, kde vznikají značné axiální síly od tření dopravovaného materiálu o šnekovnici, je vhodné volit spojku pružnou, jejíž kotouče se vůči sobě mohou natáčet a axiální síly zachycovat. Dále je tato spojka vhodná pro vyrovnávání velkých nesouosostí hřídelů. Tím je zabezpečen klidný a plynulý chod.



Obr. 8 - Příklad převodových elektromotorů [8] [9]

3 Požadavkový list

Typ dopravníku	Tlačný
Dopravovaný materiál	Černé uhlí
Typ černého uhlí	Ořech
Zrnitost	30 mm
Dopravní výkon	40 t/hod
Dopravní délka	5 m
Směr dopravy	Vodorovně
Typ prostředí	Prašné, nevýbušné
Druh provozu	Rázy, středně těžký provoz
Materiál	Běžně dosažitelné, Ferona apod.
Žlab	Korytový
Trubka	Ocelová, bezešvá
Šnekovnice	Plná
Pohon	Elektrický motor, asynchronní, trojfázový
Převodovka	Dvoustupňová, čelní, patková
Spojka	Pružná s pryžovou obručí
Ložiska	Soudečkové, kuličkové
Teplota provozu	+25°C

4 Výpočet základních rozměrů

V této kapitole se budu zabývat základními výpočty, které slouží pro navrhnutí hlavních rozměrů šnekového dopravníku.

4.1 Objemový dopravní výkon

$$Q_v = \frac{Q}{\rho} [m^3 \cdot h^{-1}] \quad [2] \quad (1)$$

$$Q_v = \frac{40\,000}{900}$$

$$Q_v = 44,44 \, m^3 \cdot h^{-1}$$

kde: Q ... dopravní výkon [$kg \cdot h^{-1}$]

ρ ... objemová hmotnost materiálu [$kg \cdot m^{-3}$], voleno podle tab. 9.2 dle [2], str. 210

4.2 Výpočet průměru šnekovnice

Pro objemový dopravní výkon platí také druhý vztah, ze kterého lze vyjádřit vnější průměr šnekovnice.

$$Q_v = 3\,600 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot s \cdot \psi \cdot n \cdot c_H \quad [2] \quad (2)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot Q_v}{3\,600 \cdot \pi \cdot \psi \cdot n \cdot c_H}} [m]$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 44,44}{3\,600 \cdot \pi \cdot 0,3 \cdot 1 \cdot 1}}$$

$$D = 0,374 \, m$$

kde: D ... vnější průměr šnekovnice [m]

s ... stoupání šnekovnice, $s \approx D$ [m]

ψ ... součinitel plnění, dle tab. 1

n ... otáčky šneku [$ot \cdot s^{-1}$], dle tab. 1

c_H ... součinitel snižující dopravované množství při dopravě vzhůru

dopravník je vodorovný, $c_H = 1$

Dle ČSN ISO 1050 volím vnější průměr šnekovnice 400 mm o tloušťce plechu 6 mm a délce 5 500 mm. Vůli mezi šnekovnicí a žlabem volím 10 mm. Vnitřní průměr žlabu tedy bude 420 mm, $(400+2 \cdot 10 = 420 \text{ mm})$

4.3 Výpočet stoupání závitu šnekovnice

Pro výpočet stoupání šnekovnice použiji vztah pro velký průměr šneku.

$$s = 0,8 \cdot D \text{ [mm]} \quad [2] \quad (3)$$

$$s = 0,8 \cdot 400$$

$$s = 320 \text{ mm}$$

kde: D ... vnější průměr šnekovnice [mm]

4.4 Výpočet počtu závitů šnekovnice

$$z = \frac{L}{s} [-] \quad (4)$$

$$z = \frac{5\,500}{320}$$

$$z = 17$$

kde: L ... délka šnekovnice [mm]

s ... stoupání závitu šnekovnice [mm]

4.5 Střední dopravní rychlost

$$v = s \cdot n \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad [2] \quad (5)$$

$$v = 0,320 \cdot 1$$

$$v = 0,320 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

kde: s ... stoupání závitu šnekovnice [m]

n ... otáčky šneku [$\text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$], dle tab. 1

4.6 Účinný poloměr šnekovnice

$$R_s = (0,35 \div 0,4) \cdot D \text{ [mm]} \quad [2] \quad (6)$$

$$R_s = 0,4 \cdot 400$$

$$R_s = 160 \text{ mm}$$

kde: D ... vnější průměr šnekovnice [mm]

Základní vlastnosti materiálu	Příklad	ψ	n [ot·s ⁻¹]	v [m·s ⁻¹]
Neabrazivní, lehký	Uhelný prachy	0,45	2 až 4	0,5
Neabrazivní zrnitý a práškový abrazivní	Cement, písek, drobné uhlí	0,30	1 až 2	0,2 až 0,4
Velmi zrnitý a hrubě kusovitý	Kamení, koks	0,15	0,2 až 1	0,1

Tab. 1 - Základní vlastnosti materiálu [2], str. 209

4.7 Výpočet rozměrů rozvinutého tvaru závitu šnekovnice

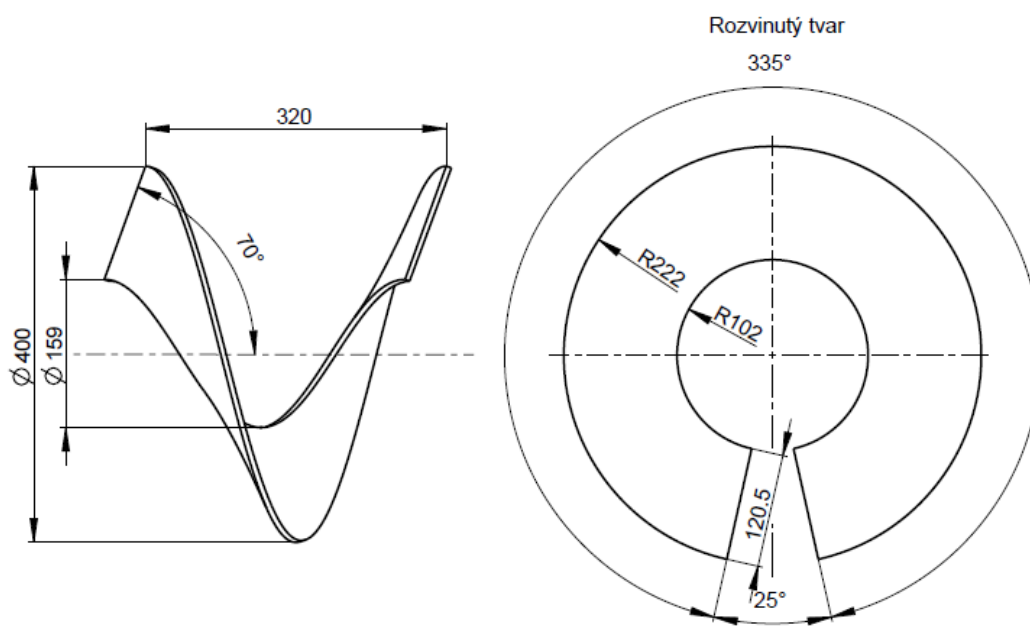
Tento výpočet byl proveden s pomocí vedoucího bakalářské práce a s využitím CAD systému, ze kterého se zjistily délky vnější a vnitřní šroubovice L_1 a L_2

$$H = \frac{D - D_t}{2} = \frac{400 - 159}{2} = 120,5 \text{ mm} \quad (7)$$

Rozvinutý tvar

$$R_1 = \frac{L_1 \cdot H}{L_1 - L_2} = \frac{1\,296,74 \cdot 120,5}{1\,296,74 - 593,223} = 222 \text{ mm} \quad (8)$$

$$\alpha_1 = \frac{L_1 \cdot 180}{\pi \cdot R_1} = \frac{1\,296,74 \cdot 180}{\pi \cdot 222} = 335^\circ \quad (9)$$



Obr. 9 - Rozvinutý tvar závitu

5 Pohon

Tato kapitola je věnována správnému návrhu pohonu šnekového dopravníku.

5.1 Výpočet potřebného výkonu

$$P_{min} = \frac{Q \cdot g}{3\,600} \cdot (l_v \cdot w \pm h_d) [W] \quad [2] \quad (10)$$

$$P_{min} = \frac{40\,000 \cdot 9,81}{3\,600} \cdot (5 \cdot 3 \pm 0)$$

$$P_{min} = \frac{40\,000 \cdot 9,81}{3\,600}$$

$$P_{min} = 1\,635 \text{ W}$$

kde: Q ... dopravní výkon [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]

l_v ... vodorovná dopravní vzdálenost [m]

w ... celkový součinitel odporu [-], dle tab.2

h_d ... dopravní výška [m]

Materiál	w [-]	Materiál	w [-]
Cement	3,0	Piliny dřevěné	1,8
Cukr	3,5	Sádra	2,8
Grafit	2,0	Štěrk, kamení	5,0
Chmel	2,3	Uhlí	3,0
Oves	2,0	Uhelný prach	2,3
Pšenice	2,3	Vápno hydrát	2,5

Tab. 2 - Hodnoty součinitelů odporu [2], str. 210

Tento vypočtený minimální výkon je potřeba navýšit o určitou rezervu. Musíme brát v úvahu přetížení stroje a možnost rozběhu dopravníku, pokud v něm zůstal materiál z přepravování předchozího. Výkon navyšují o 30%.

$$P = P_{min} \cdot 1,3 [W] \quad (11)$$

$$P = 1\,635 \cdot 1,3$$

$$P = 2\,125,5 \text{ W} = 2,125 \text{ kW}$$

5.2 Výpočet kroutícího momentu

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} [N \cdot m] \quad (12)$$

$$M_k = \frac{2\,125,5}{2 \cdot \pi \cdot 1}$$

$$M_k = 338,3 \, N \cdot m$$

5.3 Výběr vhodného pohonu

Dle vypočteného kroutícího momentu volím pohon od společnosti PSP Pohony a.s. Jedná se o elektropřevodovku s označením **E BOX 24 I**. Tyto elektropřevodovky jsou dodávány s upravenými elektromotory, které se skříní převodovky tvoří integrovaný celek. Je tím dosažen vysoký výkon v poměru k zastavovacím rozměrům, což v důsledku znamená výhodné technické i ekonomické parametry. Použity jsou motory SIEMENS, trojfázové, asynchronní. Převodovky E BOX jsou dvou a třístupňové, čelní, patkové s plným výstupním hřídelem [8]. Rozměry jsou uvedeny v tab. 3. Velikost motoru 112.

Parametry vybraného pohonu:

Výkon: $P = 2,2 \, \text{kW}$

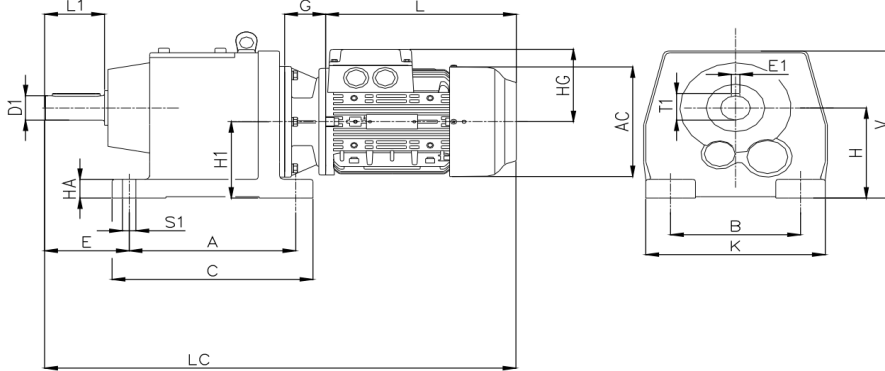
Kroutící moment: $M_k = 350,5 \, \text{N} \cdot \text{m}$

Výstupní otáčky: $n_p = 59,9 \, \text{ot} \cdot \text{min}^{-1} \approx 1 \, \text{ot} \cdot \text{s}^{-1}$

Převodový poměr: $i_p = 16$

Krytí motoru: IP 55

Hmotnost: $m = 61 \, \text{kg}$



Typ	Velikost motoru	Rozměry v mm																		
		patky								výstupní hřídel				motor						
		H	H1	V	A	B	C	K	S1	E	HA	D1	L1	E1	T1	G	LC	L	AC	HG
E BOX 24,34	71															46	535	187	139	111
	80															46	557,5	209,5	157	120
	90															50	594,5	242,5	174	128
	100	140	123,5	240	205	170	245	230	18	115	28	40k6	80	12h9	43,1	60	637	275	196	129
	112															60	658	296	220	142
	132															63	686	321	259	164
	160															75	785	408	314	191

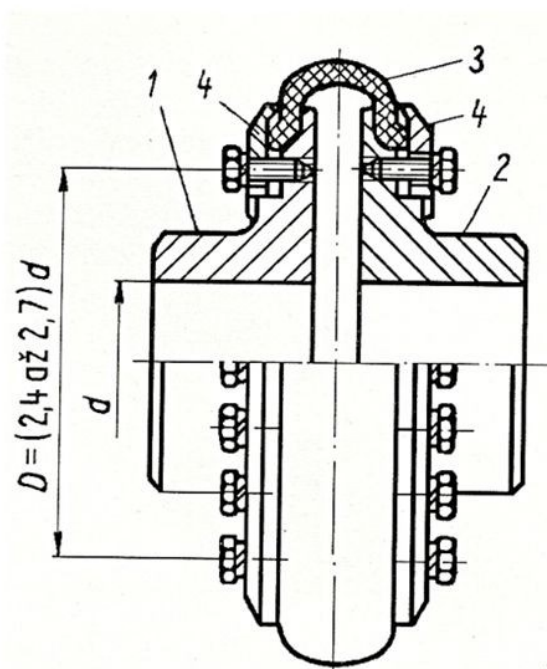
Tab. 3 - Rozměry elektropřevodovky [8]

6 Spojka

Volím pružnou spojku s pryžovou obručí od společnosti KovoPohony s.r.o. Jedná se o spojku Periflex SPO. **Velikost spojky 250.**

Tyto spojky slouží k přenášení kroutícího momentu se stálým průběhem v obou směrech otáčení. Zajišťují klidný chod soustrojí a tlumí nerovnoměrný průběh otáček. Mohou pracovat v libovolné poloze při teplotě 0 až 50°C. Spojku tvoří dvě tělesa přírubového tvaru, svírající pomocí přitlačných kotoučů pryžovou obruč. Tuhost sevření je zajištěna pomocí šroubů, utažených momentovým klíčem. Každé z těles může být hnacím nebo hnacím členem [10]. Spojky se dodávají bez povrchové úpravy a ve stavu skladového předvrtání, což znamená, že předvrtaný otvor pro hřídel v náboji spojky je třeba na soustruhu zvětšit podle odpovídajících průměrů hřídelů. Následně se také musí zhotovit drážka na pero v nábojích obou kotoučů spojky. Rozměry a parametry spojky jsou uvedeny v tab. 4 a 5.

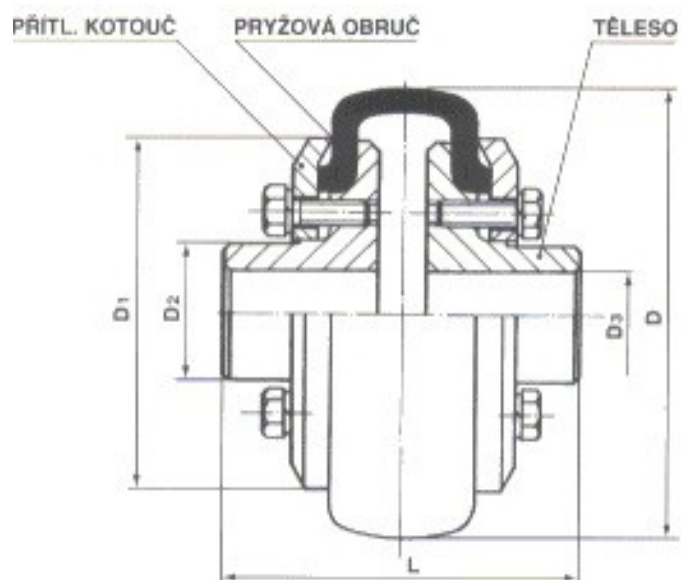
Pružná spojka s pryžovým věncem (Periflex)



Jednoduchá spojka, odolná proti prachu a vlhku. Dovoluje odchylku os hřídelů o 2° až 6°, výšku přesazení až 3 mm a axiální posun hřídelů až 8 mm. Dva stejné náboje **1** a **2** jsou spojeny s hřídeli pero. Pryžová obruč **3** je sevřena mezi náboje přitlačnými prstenci **4** pomocí šroubů.

Pryžová obruč má nosnou kostru z textilních vláken, nebo z ocelových drátů.

Obr. 10 - Popis spojky [11]



Základní rozměry spojky s pryžovou obrouč				
vnější průměr	průměr D1	průměr D2	průměr (D3max)	délka L
D (mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)
125	98	42	22	131
160	122	54	25	132
200	158	75	40	160
250	200	96	45	220
315	252	94	45	220
360	305	110	60	167
400	352	152	100	317
450	370	180	125	450

Tab. 4 - Základní rozměry spojky [10]

Základní technické parametry spojky s pryžovou obrouč					
velikost spojky	M_{t1} (Nm)	M_{t2} (Nm)	M_{t3} (Nm)	M_{Wj} (Nm)	otáčky n_{max}
125	63	110	430	± 30	3 000 /min
160	100	210	750	± 50	3 000 /min
200	250	425	1 600	± 160	2 500 /min
250	630	1 200	2 500	± 340	2 000 /min
315	1 250	2 900	4 000	± 600	2 000 /min
360	2 500	4 700	5 350	$\pm 1 200$	1 600 /min
400	4 000	7 500	13 160	$\pm 1 600$	1 400 /min
450	6 300	12 000	18 000	$\pm 1 800$	1 250 /min

Tab. 5 - Technické parametry spojky [10]

7 Výpočet zatížení žlabu

Toto zatížení lze určit pomocí základních vztahů pro objem a hmotnost. Dále zde musíme počítat se součinitelem plnění pro daný materiál, v tomto případě uhlí, který je znám z tab. 1.

7.1 Objem materiálu ve žlabu

$$V_{\dot{z}} = \frac{\pi \cdot D_{\dot{z}}^2}{4} \cdot \psi \cdot L_{\dot{z}} [m^3] \quad (13)$$

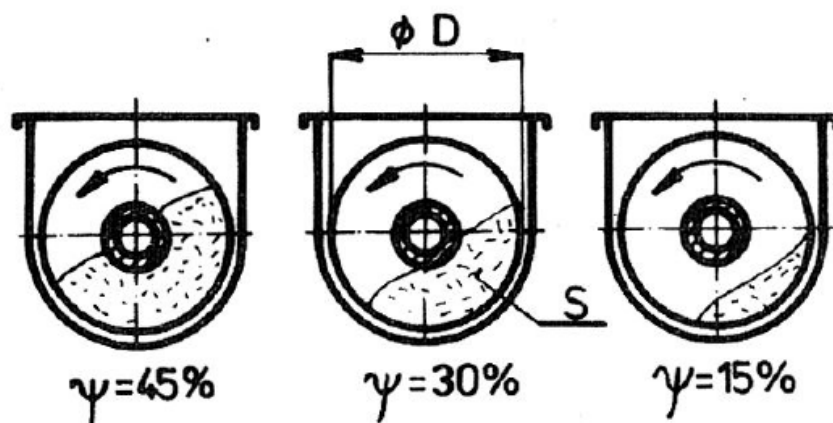
$$V_{\dot{z}} = \frac{\pi \cdot 0,42^2}{4} \cdot 0,3 \cdot 5$$

$$V_{\dot{z}} = 0,207 m^3$$

kde: $D_{\dot{z}}$... vnitřní průměr žlabu [m]

ψ ... součinitel plnění [-], dle tab. 1

$L_{\dot{z}}$... délka žlabu [m]



Obr. 11 - Součinitel plnění žlabu [2]

7.2 Hmotnost materiálu ve žlabu

$$m_{\dot{z}} = V_{\dot{z}} \cdot \rho = 0,207 \cdot 900 = 186,3 kg \quad (14)$$

kde: ρ ... objemová hmotnost materiálu [$kg \cdot m^{-3}$], tab. 9.2 dle [2],

7.3 Síla působící na žlab

$$F_{\dot{z}} = m_{\dot{z}} \cdot g [N] \quad (15)$$

$$F_{\dot{z}} = 186,3 \cdot 9,81$$

$$F_{\dot{z}} = 1\,827 N$$

8 Silový rozbor

V důsledku tření dopravovaného materiálu o šnekovnici vzniká v ose šneku axiální síla, kterou je třeba zachytit vhodným axiálním ložiskem umístěným zpravidla na straně hnací jednotky. Zároveň od vlastní hmotnosti šneku vzniká síla radiální. To znamená, že je potřeba zjistit celkovou radiální sílu vznikající od hmotnosti šneku a opět vůči této síle zvolit vhodné ložisko.

8.1 Axiální síla

$$F_a = \frac{M_k}{R_s \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)} [N] \quad [2] \quad (16)$$

$$F_a = \frac{350\,500}{160 \cdot \operatorname{tg}(14,28 + 35)}$$

$$F_a = 1\,820\,N$$

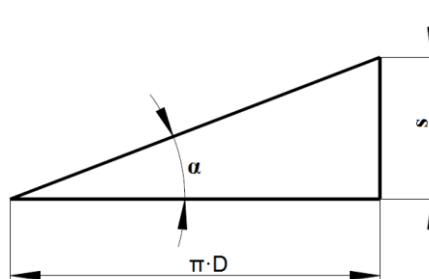
8.1.1 Úhel stoupání šnekovnice

$$\operatorname{tg}(\alpha) = \frac{s}{\pi \cdot D} \quad (17)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{s}{\pi \cdot D}$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{320}{\pi \cdot 400}$$

$$\alpha = 14,28^\circ$$



Obr. 12 - Úhel stoupání šnekovnice

8.1.2 Třecí úhel

$$f_m = \operatorname{tg}(\varphi) \quad (18)$$

$$\varphi = \operatorname{arctg}(f_m) = \operatorname{arctg}(0,7) = 35^\circ$$

kde: f_m ... součinitel tření (ocel/uhlí)

8.2 Radiální síla

Z CAD softwaru Creo Parametric 3.0 zahrnuji do výpočtu radiální síly celkovou hmotnost šneku. Všechny komponenty šneku jsou vyrobeny z oceli.

Objemová hmotnost oceli je $\rho_o = 7\,850 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$.

Hmotnost jednoho závitu šnekovnice: $m_{s1} = 5,2 \text{ kg}$

Hmotnost všech závitů šnekovnice (17): $m_s = 17 \cdot 5,2 = 88,4 \text{ kg}$

Hmotnost trubky: $m_t = 167 \text{ kg}$

Hmotnost vstupního čepu: $m_{c1} = 10 \text{ kg}$

Hmotnost výstupního čepu: $m_{c2} = 6,5 \text{ kg}$

Celková hmotnost šneku: **$m_c = 277 \text{ kg}$**

8.2.1 Výpočet radiální síly

$$F_R = m_c \cdot g [N] \quad (19)$$

$$F_R = 277 \cdot 9,81$$

$$\mathbf{F_R = 2\,717\,N}$$

kde: m_c ... celková hmotnost šneku [kg]

g ... gravitační zrychlení [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$]

8.2.2 Výpočet radiální síly na jedno ložisko

$$F_{R1} = \frac{F_R}{i} [N] \quad (20)$$

$$F_{R1} = \frac{F_R}{2} = \mathbf{1\,358,5\,N}$$

kde: i ... počet ložisek, ve kterých je šnek uložen [-]

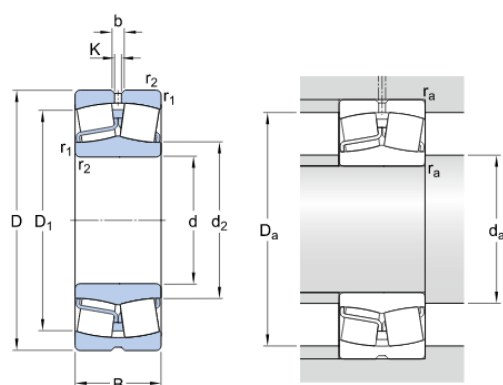
9 Volba ložisek

9.1 Axiální ložisko

Na základě vypočtených sil lze nyní zvolit jednotlivá ložiska. Na zachycení axiální síly volím dvouřadé soudečkové ložisko od společnosti SKF a.s. Konkrétně ložisko s označením **22315 E** [13]. Toto ložisko bude na straně motoru umístěno v přírubě přišroubované na čele dopravníku.

Dvouřadá soudečková ložiska mají dvě řady soudečků se společnou kulovou dráhou na vnějším kroužku. Tím je umožněno naklopení vnitřního kroužku ložiska vůči vnějšímu kroužku okolo středu ložiska bez narušení správné funkce. Tato ložiska jsou schopna kompenzovat nesouosost, průhyb hřídele i deformace tělesa. Mohou přenášet velká radiální a současně působící i axiální zatížení v obou směrech. Dvouřadá soudečková ložiska mají vysokou tuhost [14].

Na obr. 13 jsou uvedeny základní a připojovací rozměry převzaté přímo z webových stránek výrobce.



d	75	mm
D	160	mm
B	55	mm
d ₂	≈ 92.8	mm
D ₁	≈ 135	mm
b	8.3	mm
K	4.5	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm
d _a	min. 87	mm
D _a	max. 148	mm
r _a	max. 2	mm

Obr. 13 - Základní a připojovací rozměry soudečkového ložiska [13]

9.1.1 Trvanlivost axiálního ložiska

Technická data soudečkového ložiska

Základní dynamická únosnost: $C = 462 \text{ kN}$

Základní statická únosnost : $C_0 = 475 \text{ kN}$

Koeficient axiálního zatížení: $Y_2 = 2,9$

Koeficient radiálního zatížení: $X_2 = 0,67$

Nejprve je třeba zjistit ekvivalentní dynamické zatížení ložiska. Toto zatížení lze stanovit následovně:

$$\frac{F_a}{F_r} \leq e \rightarrow P_D = F_r \text{ [N]} \quad [19] \quad (21)$$

$$\frac{F_a}{F_r} > e \rightarrow P_D = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a \text{ [N]} \quad [19] \quad (22)$$

$$\frac{1\,820}{1\,358,5} = 1,4$$

$$e = 0,35 \text{ dle [13]}$$

$$P_D = X_2 \cdot F_r + Y_2 \cdot F_a = 0,67 \cdot 1\,358,5 + 2,9 \cdot 1\,820$$

$$\mathbf{P_D = 6\,188,2\,N}$$

Nyní už může následovat samotný výpočet pro trvanlivost vyjádřenou v hodinách.

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_D} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \text{ [h]} \quad [20] \quad (23)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{462\,000}{6\,188,2} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60}$$

$$\mathbf{L_{10h} = 4,8 \cdot 10^8 h}$$

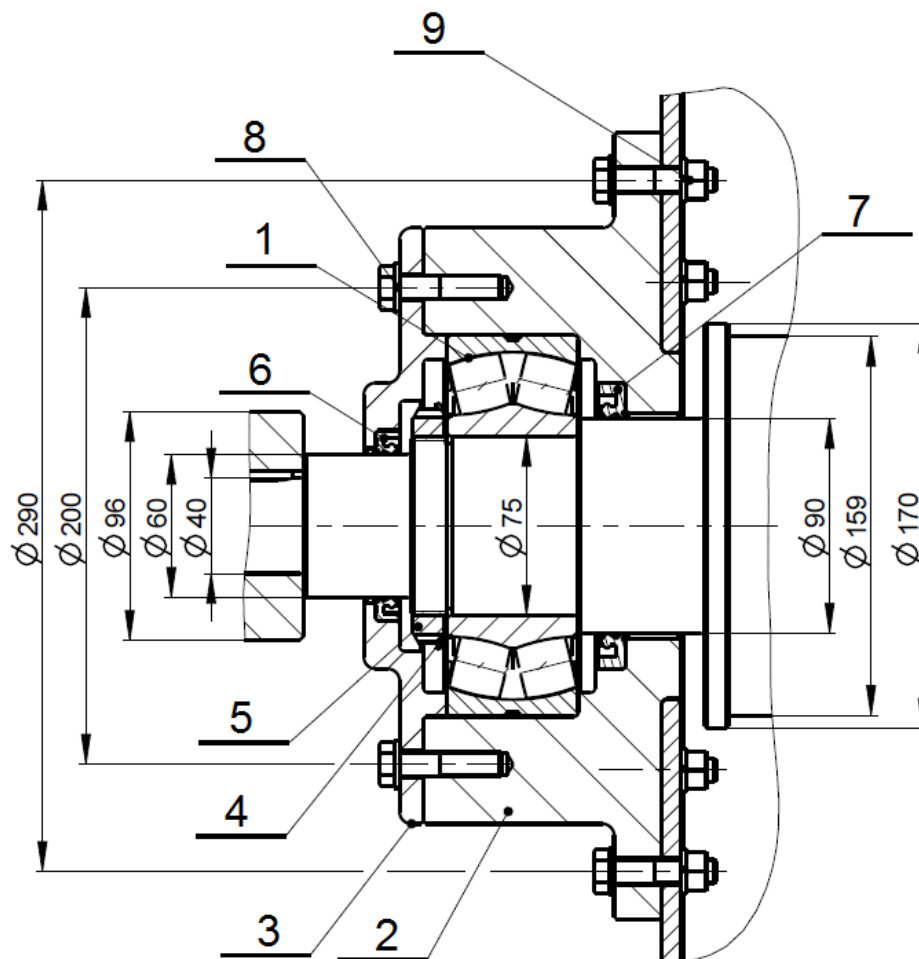
kde: C ... základní dynamická únosnost [N]

P_D ... ekvivalentní dynamické zatížení [N]

p ... exponent rovnice trvanlivosti, 10/3 pro ložiska s čárovým stykem, 3 pro ložiska s bodovým stykem

n ... otáčky šneku [ot·min⁻¹]

Na obr. 14 je znázorněno uložení soudečkového ložiska.



Obr. 14 - Uložení soudečkového ložiska

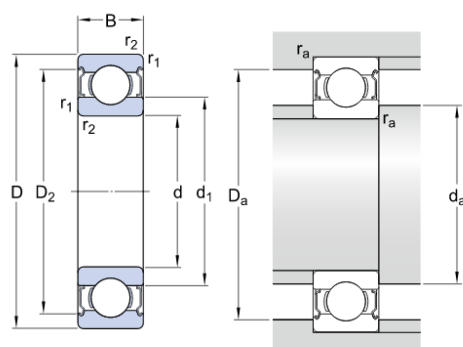
1 - ložisko, 2 - příruba, 3 - víčko, 4 - MB podložka, 5 - KM matice, 6 - gufero 60x80x10, 7 - gufero 90x120x12, 8 - šroubové spojení víčka s přírubou, 9 - šroubové spojení příruby s čelem dopravníku

9.2 Radiální ložisko

Na zachycení radiální síly volím jednořadé kuličkové ložisko opět od společnosti SKF a.s. Jedná se o ložisko s označením **6315 - 2Z** [15]. Ložisko bude umístěno na koncové straně dopravníku opět v přírubě přišroubované na čele. Toto ložisko je z obou stran zakrytováno pro eliminaci vniknutí nečistot.

Jednořadá kuličková ložiska se vyznačují tichým chodem, nízkým třením a jsou vhodná i pro vysoké otáčky. Jednořadá kuličková ložiska mohou přenášet radiální i axiální síly v obou směrech při poměrně vysokých otáčkách díky relativně hlubokým drahám a vysokým stupněm přimknutí mezi valivými tělesy a oběžnými drahami [16].

Na obr. 15 jsou uvedeny základní a připojovací rozměry tohoto ložiska.



d	75	mm
D	160	mm
B	37	mm
d ₁	≈ 101.4	mm
D ₂	≈ 138.4	mm
r _{1,2}	min. 2.1	mm
d _a	min. 87	mm
d _a	max. 100.9	mm
D _a	max. 148	mm
r _a	max. 2	mm

Obr. 15 - Základní a připojovací rozměry kuličkového ložiska [15]

9.2.1 Trvanlivost radiálního ložiska

Technická data kuličkového ložiska

Základní dynamická únosnost: $C = 119 \text{ kN}$

Základní statická únosnost: $C_0 = 76,5 \text{ kN}$

Koeficient radiálního zatížení: $X_2 = 1$

Ložisko zachycuje pouze radiální sílu. Proto je ve výpočtu axiální síla nulová.

$$P_D = X_2 \cdot F_{r1} + Y_2 \cdot F_a = 1 \cdot 1\,358,5 + 0 \cdot 0 \quad (24)$$

$$P_D = 1\,358,5 \text{ N}$$

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_D} \right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad [20] \quad (25)$$

$$L_{10h} = \left(\frac{119\,000}{1\,358,5} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 60}$$

$$L_{10h} = 1,8 \cdot 10^8 \text{ h}$$

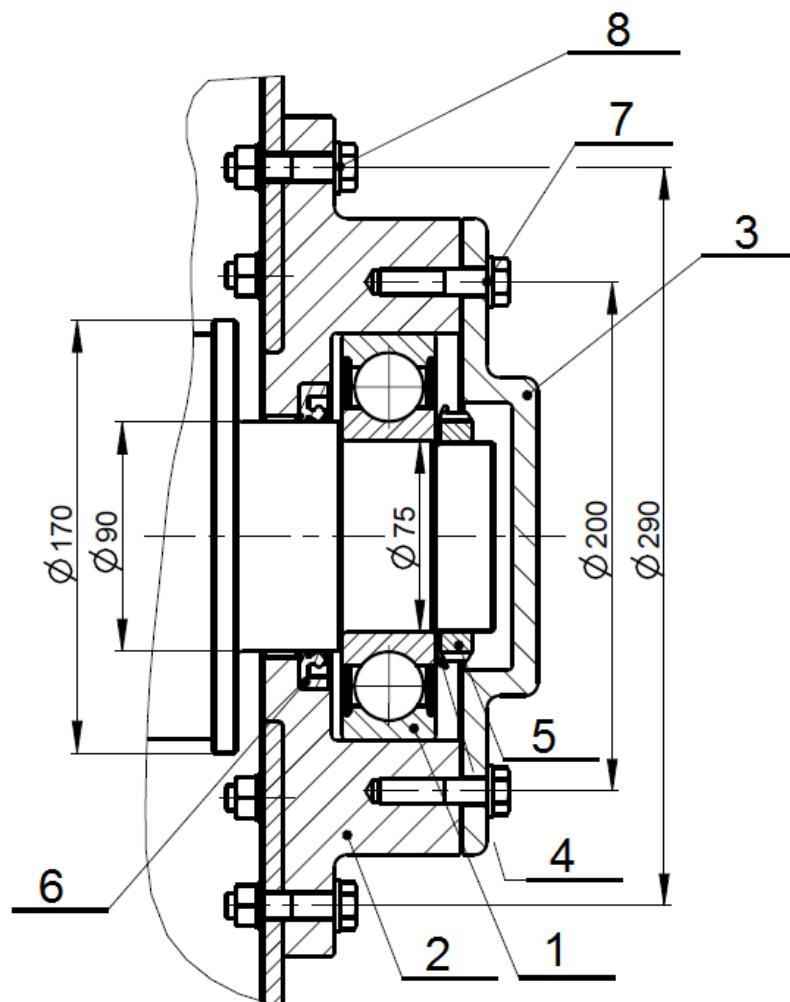
kde: C ... základní dynamická únosnost [N]

P_D ... ekvivalentní dynamické zatížení [N]

p ... exponent rovnice trvanlivosti, 10/3 pro ložiska s čárovým stykem, 3 pro ložiska s bodovým stykem

n ... otáčky šneku [$\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$]

Na obr. 16 je znázorněno uložení kuličkového ložiska

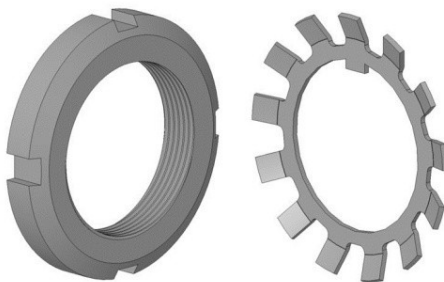


Obr. 16 - Uložení kuličkového ložiska

1 - ložisko, 2 - příruba, 3 - víčko, 4 - MB podložka, 5 - KM matice, 6 - gufero 60x80x10,
7 - šroubové spojení víčka s přírubou, 8 - šroubové spojení příruby s čelem dopravníku

9.3 Pojištění proti posunutí

Obě ložiska, jak soudečkové tak kuličkové budou pojištěné proti posunutí KM maticí a MB podložkou od společnosti SKF a.s.



Obr. 17 - Ukázka KM matice a MB podložky [21]

9.4 Těsnění pracovního prostoru ložisek

Proti vniknutí nečistot do pracovního prostoru obou ložisek se použijí hřídelové těsnění (gufero). Toto těsnění je k dispozici opět u společnosti SKF a.s. Jedná se o těsnění pro všeobecné použití v průmyslu s označením **60x80x10 HMSA10 RG** [17] a **90x120x12 HMSA10 RG** [18].



Obr. 18 - Ukázka těsnícího kroužku [22]

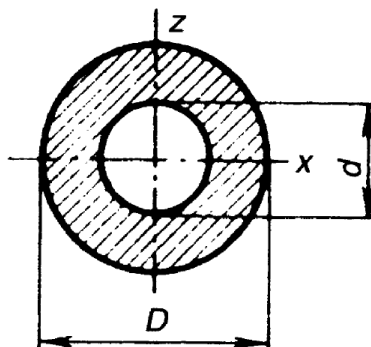
10 Maximální průhyb a napětí ve šneku

Maximální průhyb šneku jsem zjistil v CAD systému Creo Parametric 3.0 s pomocí vedoucího bakalářské práce. Tento průhyb je nezbytné zjistit ke správnému navrhnutí a posouzení mezery mezi šnekovnicí a žlabem. Na obr. 20 můžeme vidět, že v prvotním návrhu trubky o průměru 127 mm a tloušťce stěny 8 mm byl průhyb 8,04 mm příliš velký, tedy naprosto nevyhovující. Proto jsem musel následně zvětšit průměr trubky a provést kontrolu znovu. Na obr. 21 vidíme, že průhyb je 3,88 mm. Tato hodnota už je v pořádku, vůči zvolené mezeře 10 mm mezi šnekovnicí a žlabem. **Finální průměr trubky je tedy 159 mm, tloušťka stěny je 8 mm.**

10.1 Výpočet napětí ve trubce šneku

Trubka je namáhána ohybem od vlastní hmotnosti šneku a zároveň krutem od přenosu krouticího momentu z pohonu na vstupní čep.

Výpočet redukovaného napětí byl proveden podle hypotézy HMMH podle vztahu (28).



Obr. 19 - Průřez trubky

Maximálního napětí v krutu

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} [MPa] \quad (26)$$

$$\tau_k = \frac{350\,500}{272\,873}$$

$$\tau_k = 1,28 \text{ MPa}$$

kde: M_k ... krouticí moment [N·mm]

W_k ... průřezový modul v krutu [mm³]

Průřezový modul v krutu

$$Wk = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D_t^4 - d_t^4}{D} \quad [mm^3] \quad (27)$$

$$Wk = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{159^4 - 143^4}{159}$$

$$Wk = 272\,873 \, mm^3$$

kde: D_t ... vnější průměr trubky [mm]

d_t ... vnitřní průměr trubky [mm]

Redukované napětí - hypotéza HMH

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_o^2 + 3 \cdot \tau_k^2} \quad [MPa] \quad (28)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{24,4^2 + 3 \cdot 1,28^2}$$

$$\sigma_{red} = 24,5 \, MPa$$

kde: σ_o ... maximální napětí v ohybu [MPa], odečteno z CAD softwaru

τ_k ... maximální napětí v krutu [MPa]

Výpočet bezpečnosti

Trubka je dle dodavatele vyrobena z oceli S355J2H (obdobná 11 503) s mezí kluzu $Re = 245 \, MPa$

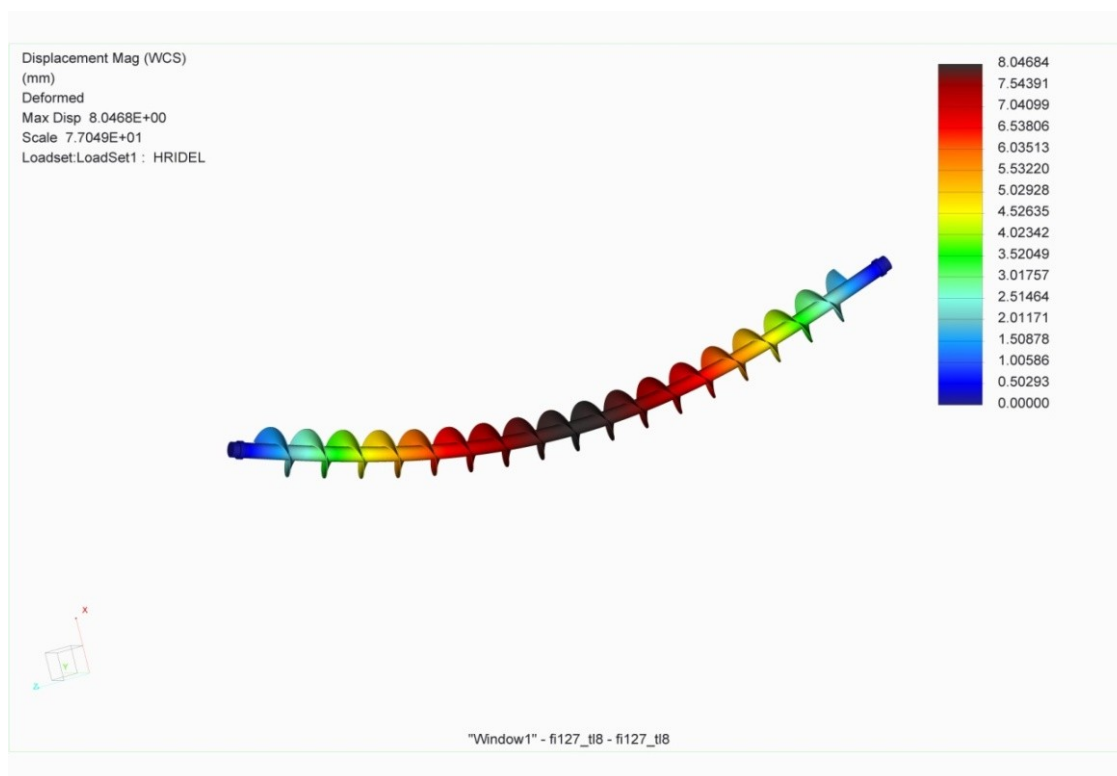
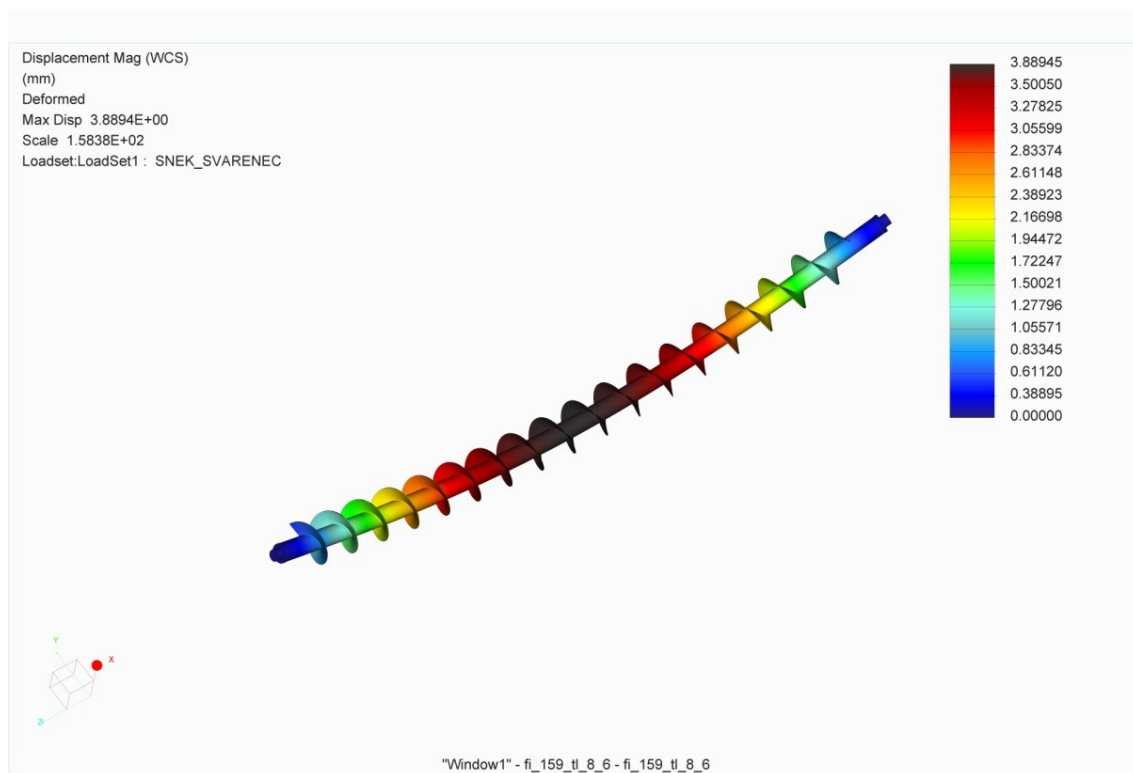
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} \quad [-] \quad (29)$$

$$k_s = \frac{245}{24,5}$$

$$k_s = 10$$

kde: Re ... mez kluzu materiálu [MPa]

σ_{red} ... redukované napětí [MPa]

*Obr. 20 - Nevyhovující průhyb šneku**Obr. 21 - Vyhovující průhyb šneku*

11 Výpočet průměru vstupního čepu šneku

Ze základní pevnostní rovnice pro namáhání krutem lze zjistit minimální potřebný průměr vstupního čepu šneku. Materiál obou čepů, jak vstupního tak výstupního volím ocel 11 523.

$$\tau_{Dk} \geq \frac{M_k}{W_k} \geq \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d^3}{16}} \text{ [MPa]} \quad [23] \quad (30)$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\tau_{Dk} \cdot \pi}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 350\,500}{70 \cdot \pi}} \geq \mathbf{30 \text{ mm}}$$

kde: M_k ... výstupní kroutící moment z převodovky [mm]

τ_{Dk} ... dovolené napětí v krutu pro daný materiál [MPa], dle [23]

Nyní k této hodnotě připočítám hodnotu hloubky drážky v hřídeli abych získal konečný minimální průměr vstupního čepu.

$$d_{min} = d + t = 30 + 4,1 = \mathbf{34,1 \text{ mm}}$$

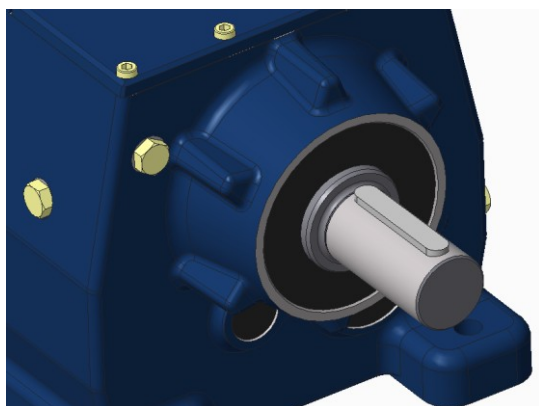
kde: t ... hloubka drážky v čepu [mm]

Dle ČSN 01 4990 volím průměr vstupního čepu 40 mm.

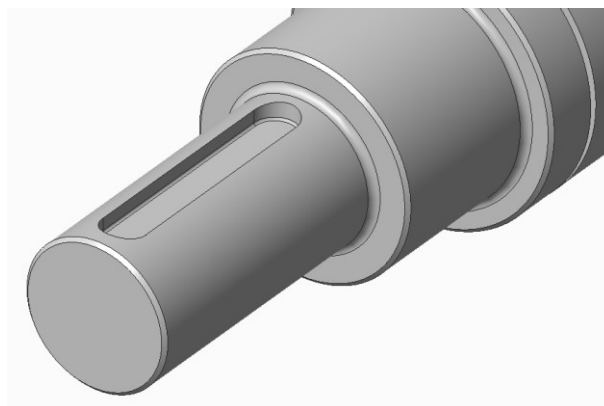
Protože výstupní hřídel z převodovky má také průměr 40 mm a oba kotouče spojky, jak hnací tak hnaný, jsou identické jak do délky tak do průměru náboje, bude postačovat výrobní výkres kotouče spojky pouze jeden.

12 Návrh a kontrola těsného pera

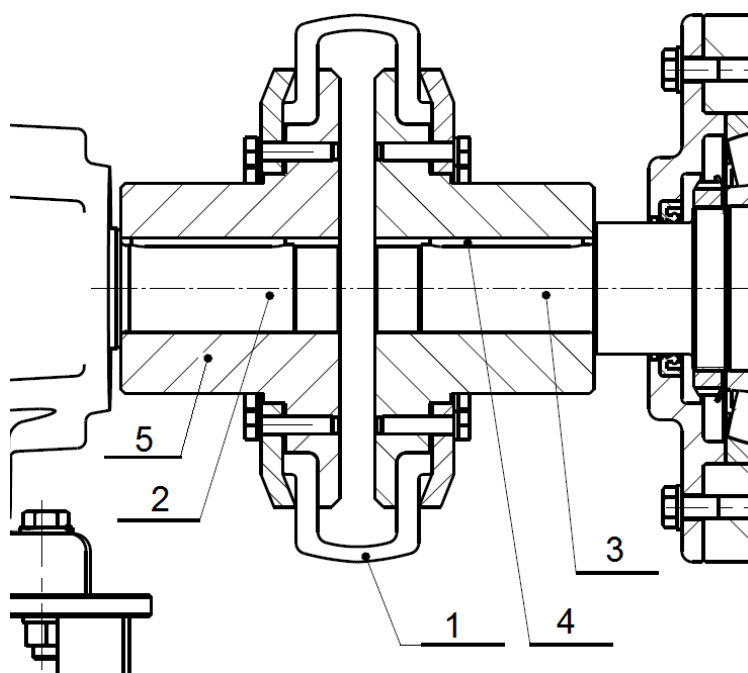
Spojení obou hřídelů s náboji spojky a následný přenos kroutícího momentu bude uskutečněn pomocí těsného pera. Délka pera na výstupní hřídeli z pohonu je z výroby zhotovena o délce 70 mm (obr. 22). Identické pero se bude nacházet i na vstupním čepu šneku (obr. 23)



Obr. 22 - Těsné pero na výstupu z pohonu



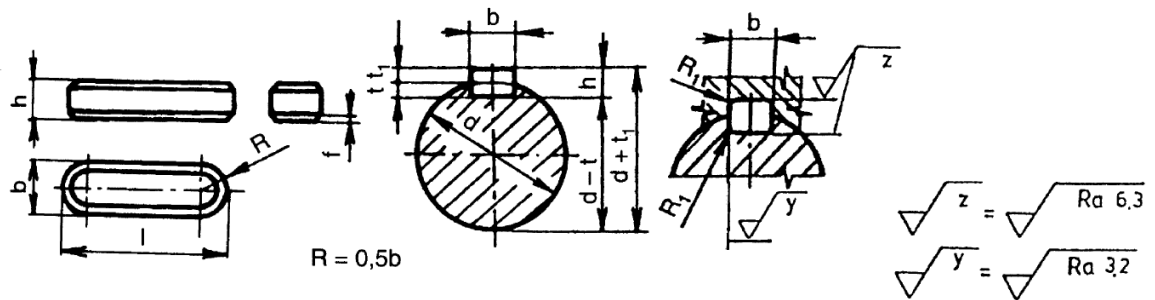
Obr. 23 - Drážka na pero ve vstupním čepu šneku



Obr. 24 - Pohled na propojení motoru se šnekem (spojku)

1- spojka, 2 - výstupní hřídel z pohonu, 3 - vstupní čep šneku, 4 - pero těsné,
5 - náboj spojky

12.1 Rozměry pera



Obr. 25 - Rozměry pera dle [23], str. 467

Průměr čepu:	$d = 40 \text{ mm}$
Šířka pera:	$b = 12 \text{ mm}$
Výška pera:	$h = 8 \text{ mm } (t+t_1)$
Délka pera:	$l = 70 \text{ mm}$
Výška drážky v hřídeli:	$t = 4,9 \text{ mm}$
Výška drážky v náboji:	$t_1 = 3,1 \text{ mm}$

PERO 12e7 × 8 × 70 ČSN 02 2562

12.2 Kontrola pera na otláčení

$$p = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot Mk}{t_1 \cdot d \cdot l} \leq p_D \text{ [MPa]} \quad (31)$$

Materiál pera volím ocel 11 600, pro kterou je dovolený tlak dle [23] $p_D = 110 \div 165 \text{ MPa}$.

Volím tedy $p_D = 110 \text{ Mpa}$

$$p = \frac{2 \cdot 350\,500}{3,1 \cdot 40 \cdot 70}$$

$$p = 81 \text{ MPa}$$

$$p \leq p_D \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

12.3 Kontrola pera na střih

Střižná síla

$$F_s = \frac{M_k}{\frac{d}{2}} [N] \quad (32)$$

$$F_s = \frac{350\,500}{\frac{40}{2}}$$

$$F_s = 17\,525\,N$$

kde: M_k ... kroutící moment [N·mm]

d ... průměr čepu s drážkou [mm]

Napětí ve smyku

$$\tau_s = \frac{F_s}{S} = \frac{F_s}{b \cdot l} [MPa] \quad (33)$$

$$\tau_s = \frac{17\,525}{12 \cdot 70}$$

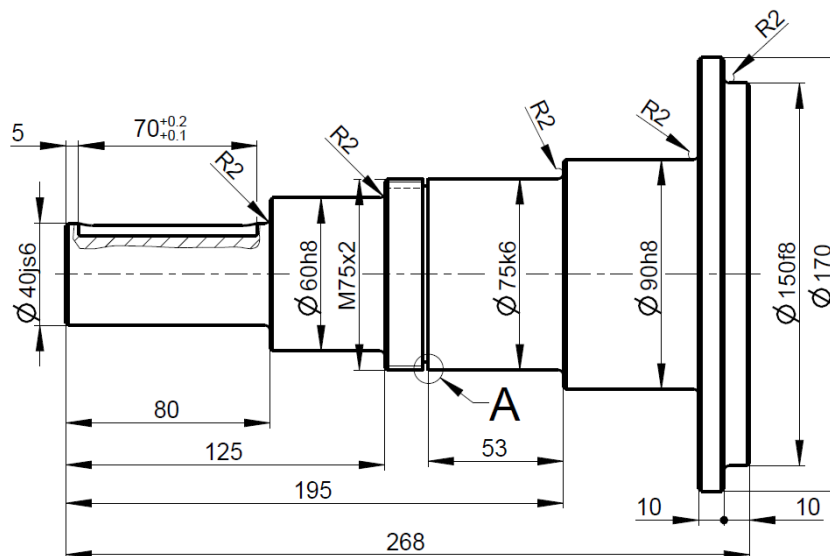
$$\tau_s = 21\,MPa$$

Dovolené napětí ve smyku pro ocel 11 600 je dle [23] $\tau_{DS} = 100\,Mpa$

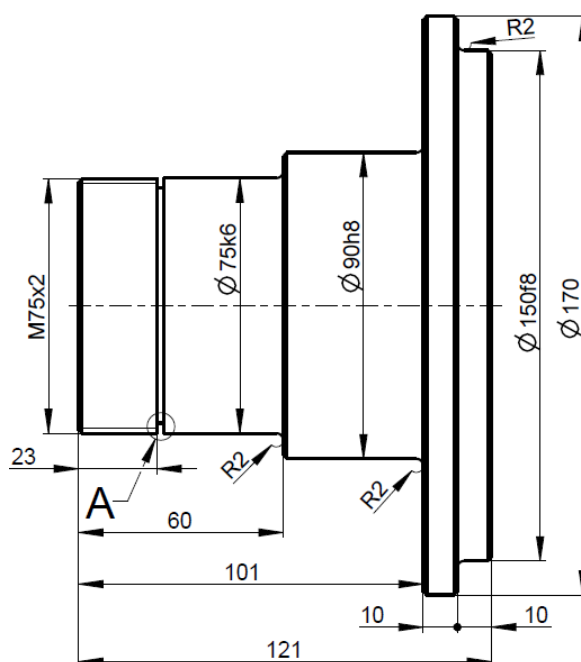
$$\tau_s < \tau_{DS} \rightarrow \textit{Vyhovuje}$$

12.4 Rozměry vstupního a výstupního čepu šneku

Na obr. 26 a 27 jsou znázorněny oba čepy šneku, které jsou opatřeny závitem velikosti M75x2 pro KM matici a drážkou pro MB podložku. Na obrázcích jsou také vyznačené detaily A. Tyto detaily slouží na výrobních výkresech pro správné vytvoření zápichu pro ukončení závitu. Ložiska budou uloženy na průměru $\varnothing 75$. Z jedné strany pojištěny právě KM maticí, z druhé strany opřeny o průměr $\varnothing 90$.



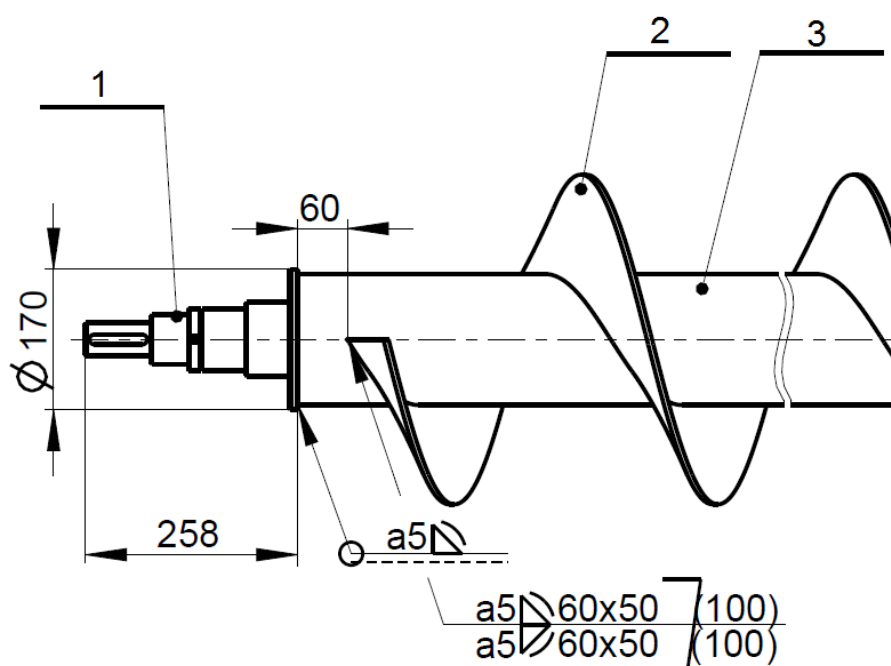
Obr. 26 - Rozměry vstupního čepu šneku



Obr. 27 - Rozměry výstupního čepu šneku

13 Návrh a kontrola svarového spoje

Připojení obou čepů a šnekovnice ke trubce se provede pomocí svarového spoje. Materiál trubky je dle dodavatele ocel **S355J2H (obdobná 11 503)**. Materiál obou čepů je zvolen v kapitole 11 jako ocel **11 523**. Materiál šnekovnice je dle dodavatele ocel **P265GH (obdobná 11 418)**. Všechny tyto materiály mají zaručenou svařitelnost. Oba čepy jsou opatřeny osazením, aby se do nich trubka mohla nasunout. Volím koutový obvodový svar velikosti a5 pro čepy a koutový přerušovaný svar pro šnekovnici. Svařování v ochranné atmosféře aktivního nebo inertního plynu technologií MAG nebo MIG.



Obr. 28 - Svarový spoj

1 - vstupní čep, 2 - šnekovnice, 3 - trubka

13.1 Kontrola koutového obvodového svaru ve smyku

Kontrola je provedena podle vztahu dle [23], str. 693

Napětí v koutovém svaru

$$\tau_{sv} = \frac{Mk}{W_{ksv}} = \frac{Mk}{\frac{\pi \cdot [(D+2a)^4 - D^4]}{16 \cdot (D+2a)}} [MPa] \quad (34)$$

$$\tau_{sv} = \frac{350\,500}{\frac{\pi \cdot [(159+2 \cdot 5)^4 - 159^4]}{16 \cdot (159+2 \cdot 5)}}$$

$$\tau_{sv} = 1,7 \text{ MPa}$$

kde: M_k ... krouticí moment [N·mm]

W_{ksv} ... průřezový modul svaru [mm³]

a ... výška vepsaného trojúhelníku svaru [mm]

Dovolené napětí v koutovém svaru

$$\tau_{DSV} = 0,65 \cdot \sigma_{Dt} [MPa] \quad [23] \quad (35)$$

$$\tau_{DSV} = 0.65 \cdot 60$$

$$\tau_{DSV} = 39 \text{ MPa}$$

kde: σ_{Dt} ... dovolené napětí v tahu, dle [23]

$$\tau_{sv} < \tau_{DSV} \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

14 Technický popis jednotlivých částí navrženého dopravníku

Veškeré komponenty šnekové dopravníku jsou vymodelovány v CAD systému Creo Parametric 3.0. Avšak 3D model pohonu mne byl poskytnut přímo společností PSP Pohony a.s. přes emailovou korespondenci, za což bych chtěl velmi poděkovat.

14.1 Žlab

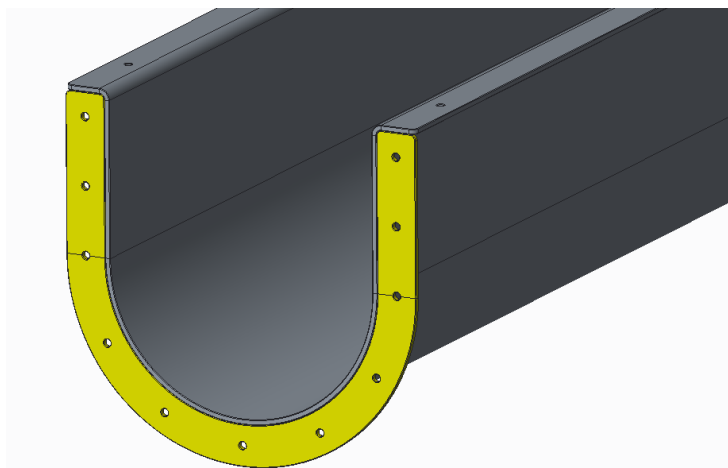
Do plechu se vyrobí otvor o průměru 300 mm pro výsypku a otvory pro přichycení víka. Následně se musí plech ohnout do tvaru písmene U na požadovaný průměr a horní okraje také ohnout do pravého úhlu opět pro přichycení horního víka.

14.2 Čelní příruba

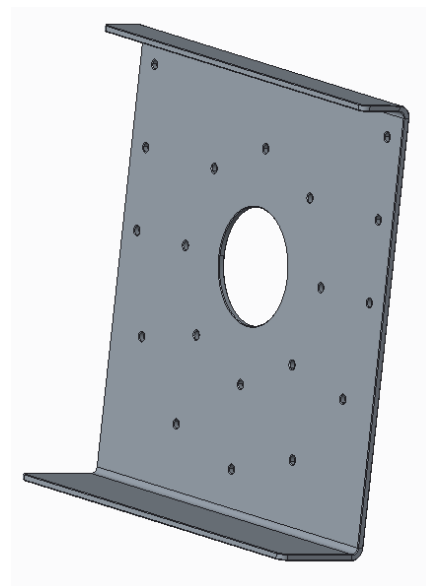
Pro přichycení předního a zadního čela dopravníku bude sloužit čelní příruba přivařená koutovým svarem ke žlabu (na obr. 29 pro názornost žlutě vyznačená). Na tuto přírubu se čela přišroubují pomocí šroubů velikosti M10.

14.3 Čelo dopravníku

Toto čelo (obr. 30) je opatřeno jak otvory pro uchycení k čelní přírubě, tak i otvory pro uchycení příruby ložiskové.



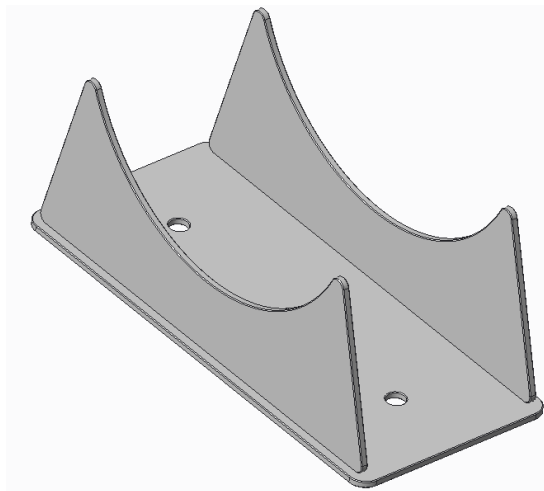
Obr. 29 - 3D model žlabu a čelní příruby



Obr. 30 - 3D model čela

14.4 Podpěra žlabu

Celý žlab bude umístěn ve čtyřech podpěrách, které se vyrobí jako svařence ze tří kusů plechu. Použijí se koutové svary velikosti a5. Podpěra je opatřena otvory pro ukotvení.



Obr. 31 - 3D model podpěry žlabu

14.5 Víko žlabu

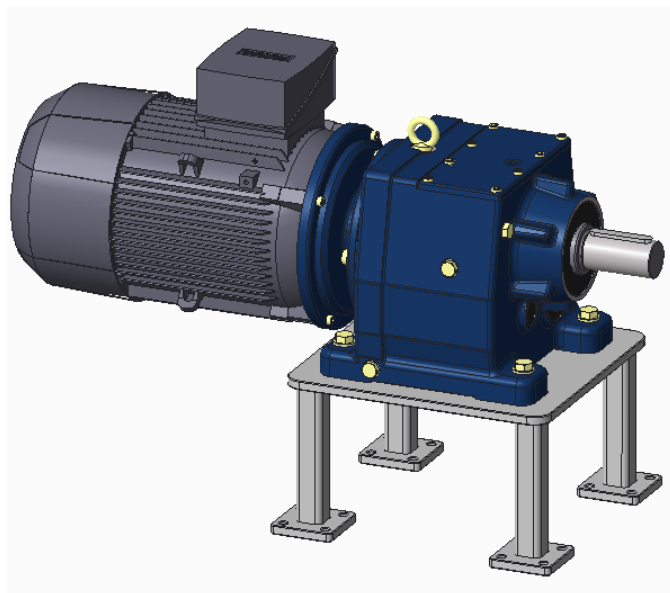
Víko žlabu bude zhotoveno z plechu tloušťky 4 mm. Pro uchycení ke žlabu se použijí křídlaté šrouby a matice pro rychlejší sejmutí víka ze žlabu. Ve víku je vyroben otvor o průměru 300 mm pro násypku.

14.6 Násypka a výsypka

Pro tyto dva komponenty volím jako polotovary svařovanou ocelovou trubku. Jelikož se bude jednat o trubku většího průměru (vůči otvorů ve žlabu a víku), zvolil jsem právě tuto variantu. Na násypce se zhotoví osazení pro nasunutí na víko. Tyto trubky jsou k dispozici u společnosti FAVEX s.r.o. [24].

14.7 Podstavec pod pohon

Jelikož je pohon větších rozměrů, rozhodnul jsem se pro jeho uložení na samostatném podstavci. Ten se bude vyrábět jako svařenec a skládat se bude z horního plechu, který je opatřen otvory pro připevnění samotné patkové převodovky. Jako nohy podstavce se použijí 4 čtvercové jekly o rozměrech 30x30 mm. V podlážkách jsou vyrobeny otvory pro ukotvení a zamezení pohybu. Připevněný pohon je znázorněn na obr. 32.



Obr. 32 - Celkový pohled na pohon připevněný k podstavci

14.8 Upevnění dopravníku

Pro upevnění dopravníku k podlaze se hodí průvlaková kotva, která se využije k uchycení podstavy pohonu i samotných podpěr žlabu.



Obr. 33 - Ukázka průvlakové kotvy

15 Bezpečnost provozu

Všechny součásti šnekového dopravníku mají sražené hrany a zaoblené rohy, aby se snížilo riziko úrazu jak při montáži, tak při obsluze. Jelikož jednotlivé plechové díly jsou větších rozměrů, nabízí se použít pro sražení hran ohraňovací frézku dostupnou například u společnosti BOUKAL s.r.o.[25]. Tato frézka slouží k odjehlování vnějších a vnitřních hran plechů. Přístroj je určen i do nepřetržitých provozů a je vhodný pro strojírenské a montážní provozy.

Při všech montážních a kontrolních činnostech musí být dopravník vypnut a zajištěný proti zapnutí. Elektrickou instalaci mohou provádět pouze osoby s dostatečnou elektrotechnickou kvalifikací. Při provozu musí být součásti pevně přichyceny pomocí všech šroubů a kotev. Spojka se zabezpečí vhodným krytem, aby nedošlo k namotání oděvu.

16 Výpočet nákladů na výrobu

Tato kapitola se zabývá přibližným stanovením výrobních nákladů na navržený šnekový dopravník. Cena pohonu mne byla sdělena přímo od společnosti PSP Pohony a.s. přes emailovou korespondenci. Cenu pružné spojky Periflex jsem se dozvěděl po telefonátu do společnosti KovoPohony s.r.o. Polotovary jsou dostupné u společností Ferona a.s a KONDOR s.ro. Výsledná přibližná cena je po sečtení všech položek 104 920 Kč.

	Název	Materiál Polotovar	Rozměr polotovaru	Náklady polotovaru [Kč]	Způsob výroby	Náklady výroby [Kč]	Celkem [Kč]
Nosná konstrukce	Koryto	Ocel Plech válcovaný za tepla	2x6 m, tl. 8 mm	19 700	Vypalování Vrtání Ohýbání Frézování Svařování	1 500 500 200 1 000 2 000	24 900
	Čelní příruba						
	Čelo						
	Podpěra žlabu						
Šnek	Závit šnekovnice 17x	Ocel Plech válcovaný za tepla	2x6 m, tl.6 mm	15 000	Vypalování Tažení Soustružení Frézování Svařování	1 000 1 000 1 000 500 2 000	24 200
	Hřídel šneku	Ocel Trubka bezešvá	Ø159x8 l = 6 m	3 000			
	Vstupní a výstupní čepy	Ocel Tyč kruhová	Ø170 l = 1 m	700			
Podstava pod pohon	Noha podstavy 4x	Ocel Jekl	30x30	100	Řezání Vypalování Vrtání Svařování	300 500 500 1 000	6 400
	Plech na uchycení patky pohonu	Ocel Plech válcovaný za tepla	1,5x3 m tl. 10 mm	4 000			
	Podlážka						

Ložisko 22315 E		5 600
Ložisko 6315 2Z		1 800
3x gufero	3·60	180
2x KM matice	2·70	140
2x MB podložka	2·50	100
Spojovací materiál		100
Pohon		35 050
Spojka		6 000

Tab. 6 - Náklady na výrobu

17 Závěr

Výsledkem této bakalářské práce je konstrukční návrh šnekového dopravníku pro vodorovnou dopravu černého uhlí typu ořech o zrnitosti 30 mm. V úvodní části je vypracován všeobecný přehled o současném stavu rozdělení a použití šnekových dopravníků. Poté následuje stanovení požadavkového listu pro určení bližších specifikací. V dalším kroku už následují potřebné výpočty. Nejprve byly provedeny výpočty základních rozměrů dopravníku, pomocí kterých je zvolena vhodná konstrukce a parametry šnekovnice. Následuje odvození rozvinutého tvaru závitu. Dále byl zvolen na základě potřebného výkonu a kroutícího momentu vhodný pohon pohánějící dopravník. Je zde použita elektropřevodovka od společnosti PSP Pohony a.s., která bude umístěna na samostatné podstavě. Ta bude k podlaze upevněna pomocí průvlakových kotev. Na propojení pohonu se šnekem byla zvolena vyhovující spojka. Byla navržena těsná pera na propojení hřídelů s nábojem spojky a následně zkontrolována na otlacení a stříh. Po vypočtení axiální a radiální síly, zatěžující šnek byla navržena ložiska a následně vypočtena jejich životnost. Jsou zde použita ložiska od společnosti SKF a.s. V práci se nachází obrázky, na kterých je zřetelně ukázáno uložení, pojištění a utěsnění těchto ložisek. V dalších krocích následuje návrh a kontrola svarového spojení šneku. Technický popis přibližuje jednotlivé části šnekového dopravníku. V závěrečné části je stanoven přibližný výpočet výrobních nákladů. Výkresová dokumentace, dodána s touto prací byla zpracována v CAD software PTC Creo Parametric 3.0. Tato dokumentace obsahuje celkovou sestavu šnekového dopravníku, dále výkresy podsestavné a výrobní. Tento software byl také využit na zjištění maximálního průhybu šneku a na odečtení potřebných hodnot napětí pro jeho kontrolu. Výpočty byly provedeny s využitím přiložené literatury a s pomocí vedoucího bakalářské práce.

Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu mé bakalářské práce doc. Ing. Zdeňkovi Konečnému, Ph. D za vstřícnost, udělení cenných rad a odbornou pomoc. Dále bych rád poděkoval rodičům a přítelkyni za jejich podporu a trpělivost při studiu na vysoké škole.

Seznam použité literatury

- [1] Šnekové dopravníky: *YouTube* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://www.youtube.com/watch?v=fq0LgjbV9rc>
- [2] GAJDŮŠEK, Jaroslav a Miroslav ŠKOPÁN. *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*. Brno: Vysoké učení technické, 1988. ISBN 55-517- 88.
- [3] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI a Leopold PAVLISKA. *Dopravní a manipulační zařízení II*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava. 2003. ISBN 80-248-0493-X.
- [4] Šnekové dopravníky: *HAS* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://www.has.cz/produkty/snekove-dopravniky-elevatory-retezove-dopravniky/cx-zlabove-snekove-dopravniky-z-nerezove-oceli>
- [5] Šnekové dopravníky: *Snekovedopravniky* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.snekovedopravniky.eu/snekove-dopravniky>
- [6] Šnekové dopravníky: *Kotlenabiomasu* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.kotlenabiomasu.com/?38,snekovy-dopravnik>
- [7] Šnekové dopravníky: *Aweld* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.aweld.net/produkty/snekove-segментy>
- [8] Převodové elektromotory: *Pspohony* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.pohony.cz/cs/prevodovky/katalog/celni-prevodovky-1/celni-prevodovka-souosa-e-box-i-22>
- [9] Převodové elektromotory: *Elektromotory* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <https://www.elektromotory.cz/produkty/prevodovky/kompaktni-elektroprevodovky-siemens-flender>
- [10] Spojka Periflex SPO: *KovoPohony* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.kovopohony.cz/index.php?s=spojkyspo>
- [11] Spojka Periflex: *Slideplayer* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://slideplayer.cz/slide/2961688/>
- [12] Spojka Periflex: *GKNLandSystem* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://products.gknlandsystems.info/index.php?id=18>
- [13] Soudečková ložiska: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22315%20E>
- [14] Soudečková ložiska: *ZKL* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/produkty/dvourada-soudeckova-loziska>

-
- [15] Kuličková ložiska: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/index.html?designation=6315-2Z>
- [16] Kuličková ložiska: *ZKL* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://www.zkl.cz/cs/produkty/jednorada-kulickova-loziska>
- [17] Hřídelové těsnění: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/group/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals-pt/index.html?designation=60x80x10%20HMSA10%20RG>
- [18] Hřídelové těsnění: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/group/products/seals/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals-pt/index.html?designation=90x120x12%20HMSA10%20RG>
- [19] Ekvivalentní dynamické zatížení ložiska: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/loads/index.html>
- [20] Výpočet trvanlivosti ložiska: *SKF* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/super-precision-bearings/principles/bearing-life-and-load-ratings/dynamic-bearing-loads-and-life/index.html>
- [21] KM matice, MB podložka: *Slideplayer* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<http://slideplayer.cz/slide/2850694/10/images/16/POJI%C5%A0T%C4%9AN%C3%8D+%C5%A0ROUBOV%C3%9DCH+SPOJ%C5%AE+PROTI+UVOLN%C4%9AN%C3%8D.jpg>
- [22] Těsnící kroužek: *Motosfera* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<https://www.motosfera.ru/uploads/aksessuary/bigimg/679.jpg>
- [23] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 4., dopl. vyd. Úvaly: Albra, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [24] Trubky: *FAVEX* [online]. [cit. 2017-04-25]. Dostupné z:
<https://www.favex.cz/produkty/ocel/>
- [25] Frézka odjehlovací: *ShopBoukal* [online]. [cit. 2017-05-9]. Dostupné z:
<https://shop.boukal.cz/kovoobrabeci-stroje/odjehlovaci-rucni-zarizeni-bernardo-keg-30/>
-

Přílohy

Příloha A: CD médium – bakalářská práce v elektronické podobě, přílohy v elektronické podobě

Příloha B: Výkresová dokumentace

Seznam výkresů

<u>Číslo výkresu</u>	<u>Název výkresu</u>	<u>Druh výkresu</u>
00	Šnekový dopravník	Sestava
01	Žlab	Podsestava
02	Podpěra pod žlab	Podsestava
03	Šnek	Podsestava
04	Koryto	Výrobní
05	Příruba čela	Výrobní
06	Víko dopravníku	Výrobní
07	Výsypka	Výrobní
08	Násypka	Výrobní
09	Bočnice	Výrobní
10	Podlážka	Výrobní
11	Čelo dopravníku	Výrobní
12	Čep vstupní	Výrobní
13	Čep výstupní	Výrobní
14	Podstava pod pohon	Podsestava
15	Plech pod pohon	Výrobní
16	Jekl	Výrobní
17	Podlážka jeklu	Výrobní
18	Trubka	Výrobní
19	Závit šnekovnice	Výrobní
20	Víčko vstupní	Výrobní
21	Příruba na soudečkové ložisko	Výrobní
22	Víčko výstupní	Výrobní
23	Příruba na kuličkové ložisko	Výrobní
24	Kotouč spojky	Výrobní